



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑯ **Patentschrift**
⑯ **DE 101 56 781 C 1**

⑯ Int. Cl. 7:
F 16 F 15/02

DE 101 56 781 C 1

⑯ Aktenzeichen: 101 56 781.2-13
⑯ Anmeldetag: 19. 11. 2001
⑯ Offenlegungstag: -
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung: 27. 2. 2003

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑯ Patentinhaber:

Siemens AG, 80333 München, DE

⑯ Erfinder:

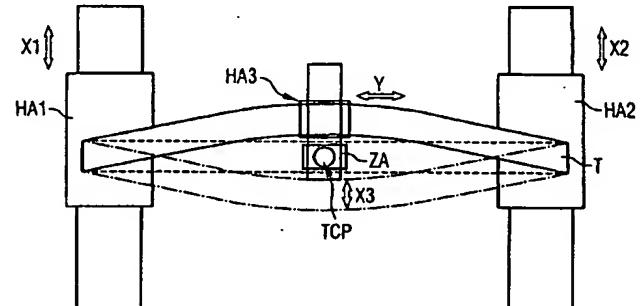
Heinemann, Gerhard, Dr., 91058 Erlangen, DE;
Papiernik, Wolfgang, Dr., 91077 Neunkirchen, DE;
Stöppler, Guido, 90419 Nürnberg, DE

⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 196 20 439 C2

⑯ Aktive Kompensation von mechanischen Schwingungen und Verformungen in industriellen Bearbeitungsmaschinen

⑯ Die Erfindung umgeht das mechanische Problem von durch hochdynamische Bewegungen erzeugten Trägheitskräften, die eine Maschinenmechanik zu Schwingungen anregen, indem es Leichtbauelemente mit entsprechenden Schwingungen zulässt und die entstehenden Schwingungen durch einen Zusatzantrieb (ZA) mit kleiner Bewegungsamplitude im zu positionierenden Maschinenpunkt (TCP) aktiv kompensiert. Die Schwingungen können dabei entweder durch direkte Messung der Position oder indirekt über eine Beschleunigungsmessung im zu positionierenden Maschinenpunkt erfasst werden.



DE 101 56 781 C 1

DE 101 56 781 C 1

1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren sowie eine korrespondierende Vorrichtung zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen und/oder Verformungen in industriellen Bearbeitungsmaschinen sowie eine darauf aufbauende industrielle Bearbeitungsmaschine.

[0002] Bei industriellen Bearbeitungsmaschinen, insbesondere bei Werkzeugmaschinen und Robotern, werden hochdynamische und gleichzeitig hochgenaue Bewegungsvorgänge gefordert. Beide Forderungen stehen jedoch zueinander im Widerspruch, da die hochdynamischen Bewegungen Trägheitskräfte erzeugen, die die Maschinenmechanik zu Schwingungen anregen.

[0003] Bei spanender Bearbeitung treten zusätzlich statische Verformungen durch Prozesskräfte auf. Beide Störungen wirken sich besonders ungünstig aus, wenn räumlich große Maschinenteile bewegt werden und eine große Distanz zwischen dem Antriebsmotor und dem Positionsmeßsystem auf der einen Seite und dem zu positionierenden Maschinenpunkt (Tool Center Point bei Werkzeugmaschinen) auf der anderen Seite besteht.

[0004] Zur Lösung dieser Problematik wird herkömmlich zusätzlich zu der Verwendung entsprechend leistungsfähiger Antriebs- und Regelaggregate versucht, sehr steif konstruierte mechanische Maschinenelemente einzusetzen, um Verformungen und Schwingungen, die durch die Trägheitskräfte angeregt werden, zu minimieren. Die mechanische Steifigkeit wird in der Regel durch besonders massive (dickwandige) oder aufwendige (verippte, verstrebte, aus hochfesten Materialien gefertigte) mechanische Elemente erkauft.

[0005] Neben den höheren Herstellungskosten der Mechanik stört hierbei vor allem die höhere Masse, die im Widerspruch zu der Forderung nach hochdynamischen Bewegungen steht und entsprechend stärker dimensionierte Antriebe erfordert.

[0006] Neben der steifen mechanischen Konstruktion werden herkömmlich auch sogenannte Gantry-Antriebe eingesetzt, bei denen die Krafterzeugung innerhalb einer Bewegungsrichtung auf mehrere Antriebe verteilt wird. Dadurch lassen sich die Antriebskräfte gleichmäßiger verteilt in die mechanische Konstruktion einleiten und Schwingungen an den Angriffspunkten der Motorkräfte aktiv bedämpfen. Das Problem der großen Distanzen zwischen Einleitungspunkten der Antriebskräfte und dem zu positionierenden Maschinenpunkt bleibt jedoch bestehen. Außerdem ist der Aufwand an Antriebs- und Regelungstechnik bei einer Gantry-Maschine deutlich höher.

[0007] Aus der deutschen Patentschrift DE 196 20 439 C2 ist ein Verfahren zur Bedämpfung von mechanischen Schwingungen, insbesondere von Kippschwingungen sowie Drehschwingungen bei Werkzeugmaschinen und Robotern bekannt, wobei mittels zwei Beschleunigungsaufnehmern, zwei Regelgrößen ermittelt werden und über Regler auf einen Sollwert einer Antriebssteuerung zurückgeführt werden.

[0008] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es daher, eine verbesserte Kompensation solcher unerwünschter Schwingungen oder mechanischer Verformungen vorzuschlagen, die insbesondere den Nachteil einer höheren Masse sowie das Problem der großen Distanzen zwischen Einleitungspunkten der Antriebskräfte und dem zu positionierenden Maschinenpunkt vermeidet.

[0009] Gemäß der vorliegenden Erfindung wird diese Aufgabe durch ein Verfahren der eingangs genannten Art gelöst, indem mindestens eine Hauptachse und ein dieser zugeordneter Hauptantrieb zur Durchführung einer ersten Bewegung vorgesehen sind, die ein mechanisches Maschinenelement mit einem einer Zusatzachse zugeordneten Zusatzantrieb verfährt, der zur Durchführung einer zweiten vergleichsweise feineren Bewegung dient. Die zweite Bewegung verfährt einen zu positionierenden Maschinenpunkt so, dass sich die Bewegung des Maschinenpunktes aus den überlagerten Anteilen der ersten und der zweiten Bewegung zusammensetzt, wobei die erste Bewegung den Maschinenpunkt gemäß einem vorgegebenen Lagesollwert verfährt und die zweite Bewegung dabei auftretende eventuelle Schwingungen und/oder eine eventuelle Verformung des mechanischen Maschinenelementes so ausgleicht, dass der Maschinenpunkt dennoch die vorgegebene Solllage erreicht.

[0010] Nach einer ersten vorteilhaften Ausgestaltung wird dazu der Zusatzantrieb mit einem eigenen Lagesollwert angesteuert, der im wesentlichen der Auslenkung des mechanischen Maschinenelementes relativ zu einem solchen ideal starren mechanischen Maschinenelement entspricht.

[0011] Dabei hat es sich als günstig erwiesen, wenn zur Ableitung eines Ansteuerwertes für den Zusatzantrieb eine Schwingung und/oder eine Verformung des mechanischen Maschinenelementes durch direkte Messung der Position im zu positionierenden Maschinenpunkt ermittelt wird.

[0012] Alternativ kann zur Ableitung eines Ansteuerwertes für den Zusatzantrieb eine Schwingung des mechanischen Maschinenelementes durch Differenzmessung zwischen nichtschwingender und schwingender Position des Maschinenpunktes ermittelt werden.

[0013] Zur Ableitung eines Ansteuerwertes für den Zusatzantrieb kann erfahrungsgemäß auch eine Schwingung des mechanischen Maschinenelementes durch indirektes Messen einer tatsächlichen ersten Beschleunigung und einer zugehörigen nichtschwingenden zweiten Beschleunigung im zu positionierenden Maschinenpunkt sowie durch Vergleichen beider Beschleunigungen ermittelt werden.

[0014] Allgemein wird erfahrungsgemäß wenigstens eine der Zustandsgrößen Beschleunigung und Geschwindigkeit und Lage beim Hauptantrieb und beim Zusatzantrieb erfasst und daraus ein jeweiliges Differenzsignal zur Ansteuerung des Zusatzantriebs abgeleitet.

[0015] Um zu verhindern, dass ein schwungsfähiges System entsteht, hat es sich als günstig erwiesen, wenn eine Beschleunigungsmessung derart erfolgt, dass dabei ein möglichst geringer Phasenverlust auftritt. Andernfalls wird ein bei einer Beschleunigungsmessung auftretender Phasenverlust sinnvollerweise kompensiert.

[0016] Da bei mechanischen Maschinenelementen wie einer elastischen Traverse keine stationären Auslenkungen entstehen, wird nach einer weiter vorteilhaften Ausführung der Erfindung ein eventueller Gleichanteil einer ermittelten Relativbeschleunigung durch Hochpassfilterung eliminiert.

[0017] Die Durchführung des erfahrungsgemäßen Verfahrens gelingt besonders vorteilhaft, wenn die Zusatzachse parallel zur Hauptachse über eine solche Traverse mechanisch beweglich gekoppelt wird.

[0018] Daneben eignet sich das erfahrungsgemäße Verfahren auch zur aktiven Kompensation von Regelabweichungen des Hauptantriebs durch den Zusatzantrieb.

[0019] Ferner wird die Aufgabe der Erfindung auch durch eine Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen und/oder Verformungen und/oder Regelabweichungen in industriellen Bearbeitungsmaschinen mit den folgenden Merkmalen gelöst:

- einer ersten einem oder mehreren Hauptantrieben zugeordneten Kaskadenreglerstruktur mit einem Kraftregler, einem übergeordneten Geschwindigkeitsregler

DE 101 56 781 C 1

3

und einem wiederum übergeordneten Lageregler,

– einer zweiten einem Zusatzantrieb zugeordneten Kaskadenreglerstruktur mit einem Kraftregler, einem übergeordneten Geschwindigkeitsregler und einem wiederum übergeordneten Lageregler, und mit wenigstens einer der folgenden Distributionseinheiten:

– einer Kraftdistributionseinheit, die eingangsseitig mit den beiden Beschleunigungswerten und/oder mit einem von der Geschwindigkeitsdistributionseinheit bereitgestellten Gesamtkraftsollwert beaufschlagt wird und die jeweilige Relativbeschleunigungssignale zur eingangsseitigen Aufschaltung auf die jeweiligen Kraftregler liefert,

– einer Geschwindigkeitsdistributionseinheit, die eingangsseitig mit den beiden Geschwindigkeitswerten und/oder mit einem von der Lagedistributionseinheit bereitgestellten Gesamtgeschwindigkeitssollwert beaufschlagt wird und die jeweilige Relativgeschwindigkeitssignale zur eingangsseitigen Aufschaltung auf die jeweiligen Geschwindigkeitsregler liefert,

– einer Lagedistributionseinheit, die eingangsseitig mit den beiden Lageistwerten und einem Gesamtlagesollwert beaufschlagt wird und die jeweilige Relativlagesignale zur eingangsseitigen Aufschaltung auf die jeweiligen Lageregler liefert.

[0020] Auf der Grundlage dieser erfundungsgemäßen Regelungsvorrichtung lässt sich eine vorteilhafte industrielle Bearbeitungsmaschine konstruieren mit

- mindestens einer Hauptachse und
- einem dieser zugeordneten Hauptantrieb zur Durchführung einer ersten Bewegung, mittels derer
- ein mechanisches Maschinenelement mit einem einer Zusatzachse zugeordneten Zusatzantrieb verfahrbar ist, wobei
- der Zusatzantrieb zur Durchführung einer zweiten vergleichsweise feineren Bewegung dient, mit der ein zu positionierenden Maschinenpunkt verfahrbar ist, wobei
- der Hauptantrieb mittels der ersten Kaskadenreglerstruktur angesteuert wird und
- der Zusatzantrieb mittels der zweiten Kaskadenreglerstruktur angesteuert wird, und wobei
- sich die Bewegung des Maschinenpunktes in einer Richtung aus den überlagerten Anteilen der ersten und der zweiten Bewegung zusammensetzt.

[0021] Nach einer vorteilhaften Ausgestaltung einer solchen industriellen Bearbeitungsmaschine ist die Zusatzachse parallel zur Hauptachse über eine Traverse mechanisch beweglich gekoppelt. Nach einer ebenfalls vorteilhaften Alternative sind zwei parallele Hauptachsen mit jeweils einem Hauptantrieb vorgesehen und sind die Hauptantriebe mittels einer Traverse gekoppelt, wobei die Zusatzachse zwischen den beiden Hauptachsen parallel zu diesen angeordnet ist und die Traverse den Zusatzantrieb trägt. Dabei hat es sich als günstig erwiesen, wenn der Zusatzantrieb als Linearantrieb in Doppelkammanordnung ausgestaltet ist.

[0022] In jedem Fall ist es günstig, dass die Traverse mechanisch derart ausgestaltet ist, dass diese im ausgelenkten Zustand für eventuelle Prozesskräfte erforderliche Stützkräfte reversibel aufnehmen kann.

[0023] Die Erfindung umgeht somit – anders als die geschilderten bekannten Verfahren – das beschriebene mechanische Problem, indem es Leichtbauelemente mit entsprechenden Schwingungen zulässt und die entstehenden Schwingungen durch einen Zusatzantrieb mit kleiner Bewe-

4

gungsamplitude im zu positionierenden Maschinenpunkt aktiv kompensiert. Die Schwingungen können dabei entweder durch direkte Messung der Position oder indirekt über eine Beschleunigungsmessung im zu positionierenden Maschinenpunkt erfasst werden.

[0024] Hierdurch ergeben sich folgende Vorteile:

- durch die einfache und leichte Bauweise der mechanischen Komponenten ergeben sich Einsparungen bei Materialaufwand, Fertigungsaufwand und Konstruktionsaufwand.
- der Hauptantrieb der Achse kann entsprechend der Gewichtseinsparung bei den bewegten Maschinenteilen schwächer ausgelegt werden.
- der Zusatzantrieb benötigt nur einen Verfahrtweg im Millimeterbereich und muss keine schweren Maschinenteile beschleunigen; er kann daher entsprechend klein gebaut werden und in unmittelbarer Nähe des zu positionierenden Maschinenpunktes angeordnet werden, wo die Kompensationswirkung am größten ist,
- nur der kleine Zusatzantrieb muss den Frequenzbereich der mechanischen Schwingungen regelungstechnisch beherrschen können,
- Regelabweichungen des großen Hauptantriebs können von dem kleinen Zusatzantrieb ebenfalls kompensiert werden,
- wenn keine statischen Verformungen (z. B. durch Gewichts- und Prozesskräfte), sondern nur Schwingungen kompensiert werden sollen, können zur Erfassung der Schwingungen Beschleunigungssensoren verwendet werden. Hierdurch ergibt sich bezüglich des mechanischen Aufbaus ein besonders einfacher Aufbau.

[0025] Weitere Vorteile und Details der vorliegenden Erfindung ergeben sich anhand des im Folgenden beschriebenen vorteilhaften Ausführungsbeispiels und in Verbindung mit den Figuren. Es zeigen jeweils in Prinzipdarstellung:

[0026] Fig. 1 eine beispielhafte mechanische Anordnung für eine erfundungsgemäße Bearbeitungsmaschine mit einem Gantry-Antrieb,

[0027] Fig. 2 ein Blockschaltbild einer erfundungsgemäßen Regelungsstruktur, u. a. zum Betrieb der in Fig. 1 gezeigten Anordnung.

[0028] Das folgende Ausführungsbeispiel, wie es in der Fig. 1 gezeigt ist, verwendet einen Gantry-Antrieb mit Hauptantrieben HA1, HA2 für die beiden parallelen Hauptachsen X1 und X2, die eine "grobe" Bewegung ausführen. Über einen Zusatzantrieb ZA, der der Zusatzachse X3 zugeordnet ist, erfolgt die "feine" Bewegung in die gleiche Richtung. Dazu sind die Hauptantriebe HA1, HA2 über eine Traverse T mechanisch gekoppelt. Die Traverse trägt den Hauptantrieb HA3, der über die Hauptachse Y eine Bewegung in die zu den Gantry-Achsen X1 und X2 senkrechte Richtung durchführt. Auf der Hauptachse Y befindet sich wiederum der Zusatzantrieb ZA, welcher einen Maschinenpunkt TCP parallel zur Richtung der Gantry-Achsen X1 und X2 positioniert.

[0029] Die Bewegung einer Achse der Maschine setzt sich somit aus zwei überlagerten Anteilen zusammen: einer "groben" Bewegung, die die großen Maschinenteile verfährt, und einer "feinen" Bewegung, die nur den zu positionierenden Maschinenpunkt TCP verfährt und für die geforderte Genauigkeit sorgt.

[0030] Schwingungen werden nicht durch eine entsprechende mechanische Konstruktion oder durch zusätzliche Antriebe gedämpft (Gantry), sondern durch einen Zusatzantrieb ZA aktiv kompensiert.

[0031] Hierzu werden die Schwingungen z. B. messtechn-

nisch erfasst. Dies kann geschehen durch:

- direkte Messung einer Schwingung,
- Differenzmessung zwischen nichtschwingender und schwingender Position,
- indirekte Messung über die Beschleunigung im zu positionierenden Maschinenpunkt und Vergleich mit der nichtschwingenden Beschleunigung oder
- eine Kombinationen dieser Messverfahren.

[0032] Durch die Beschleunigung träger Massen wie im Maschinenpunkt TCP (z. B. mit einem Fräskopf etc.) entsteht eine Durchbiegung der Traverse. Die Zusatzachse X3 kompensiert die Abweichung des Tool Center Points (TCP) von einer ideal starren Traverse (in der Fig. 1 gestrichelt ange deutet). Ein anschließender Bremsvorgang verursacht ein Überschwingen (vgl. strichpunktierter Verlauf), das sich aus der Überlagerung der Eigenmoden der Traverse T, die mit den jeweiligen Eigenfrequenzen schwingen, zusammensetzt.

[0033] Vor allem die niederfrequenten Eigenmoden können dabei durch die vorliegende Erfindung kompensiert werden. Durch Einsatz eines hochdynamischen Lineardirektantriebs in Doppelkammanordnung als X3 Achse können auch Schwingungen mittlerer Frequenz kompensiert werden. Dabei ist zu beachten, dass die Stützkraft des Zusatzantriebs ZA gegen die Traverse unter Umständen nicht mehr vernachlässigt werden kann. Die Kraftdistributionseinheit muss dann für eine Bedämpfung der elastischen Traverse sorgen.

[0034] Ansonsten ist der Vorteil eines bewegten Sekundärteils und feststehenden Primärteilen, dass die Zusatzachse X3 nur vergleichsweise geringe Massen bewegt, und somit die Stützkräfte gegen die Traverse unter Umständen vernachlässigt werden können, falls die Beschleunigungen an der Zusatzachse ZA nicht zu groß sind und damit nur niedrige Frequenzen kompensiert werden sollen. Falls die Stützkräfte nicht vernachlässigbar sind, z. B. wenn der Zusatzantrieb eine Z-Achse mit großer Masse bewegen muss, ist darauf zu achten, dass der Zusatzantrieb ZA die Traverse T nicht zu Schwingungen anregt. Daher ist dieses Antriebskonzept besonders vorteilhaft für Werkzeugmaschinen ohne ausgeprägte Z-Achse mit geringer zu bewegenden Masse, z. B. Laser-Schneidemaschinen.

[0035] Falls Prozesskräfte (z. B. bei spanender Bearbeitung) auftreten, muss sichergestellt sein, dass die nun leichter gebaute Traverse auch im ausgelenkten Zustand die Stützkräfte reversibel aufnehmen kann.

[0036] Zur Positionierung des Zusatzantriebs ZA wird mindestens eine der drei Zustandsgrößen Beschleunigung, Geschwindigkeit und Lage beim Hauptantrieb und dem Zusatzantrieb erfasst. Dabei können die Zustandsgrößen absolut oder relativ gemessen werden. Die Darstellung gemäß Fig. 2 zeigt dazu eine Regelungsstruktur mit zwei Kaskadenregelungen, eine für die beiden Hauptantriebe HA1, HA2 (oberer Zweig), die andere für den Zusatzantrieb ZA (unterer Zweig).

[0037] Jede Kaskadenreglerstruktur besteht aus einem jeweiligen Lageregler 1a bzw. 1b, Geschwindigkeitsregler 2a bzw. 2b und Kraftregler 3a bzw. 3b. Der Gesamtstagesollwert $s_{\text{ soll}}$, der z. B. von der numerischen Steuerung vorgegeben wird, wird der Lagedistributionseinheit 11 zugeführt. Diese berechnet die Lagesollwerte für die Hauptantriebe $s_{\text{H,soll}}$ und den Zusatzantrieb $s_{\text{Z,soll}}$, und gegebenenfalls einen Gesamtgeschwindigkeitssollwert v_{soll} für die Geschwindigkeitsdistributionseinheit 10. Dabei werden die Lageistwerte s_{H} und s_{Z} an die Lagedistributionseinheit 11 zurückgeführt.

[0038] Nach dem gleichen Prinzip berechnet die Ge-

schwindigkeitsdistributionseinheit 10 die Geschwindigkeitsrückführungsrechte für die Hauptantriebe $v_{\text{H,rück}}$ und den Zusatzantrieb $v_{\text{Z,rück}}$ und gegebenenfalls einen Gesamt-kraftsollwert F_{soll} für die Kraftdistributionseinheit 9. Dabei werden die Geschwindigkeitsistwerte v_{H} und v_{Z} und die Geschwindigkeitsdistributionseinheit 10 zurückgeführt. Die Kraftdistributionseinheit 9 berechnet wiederum die Kraftrückführungsrechte für die Hauptantriebe $F_{\text{H,rück}}$ und den Zusatzantrieb $F_{\text{Z,rück}}$. Dabei werden die jeweilige Beschleunigungsistwerte a_{H} und a_{Z} an die Kraftdistribution 9 zurückgeführt.

[0039] Statt alleine den Gesamtstagesollwert der numerischen Steuerung an die Lagedistributionseinheit zu übergeben, ist es vorteilhaft, den unterlagerten Distributionseinheiten zusätzlich ein Geschwindigkeits- und gegebenenfalls Kraftvorsteuersignal zuzuführen.

[0040] Alternativ kann auf die den Distributionseinheiten eingangsseitig aufgeschalteten Gesamtgeschwindigkeits- und Gesamtkraftsollwerte verzichtet werden.

[0041] Die Kraftregler 3a bzw. 3b stellen ausgangsseitig den Stellwert für die jeweiligen Antriebe zur Verfügung. Die Glieder 4a, 4b, 5a, 5b, 6a, 6b, 7a und 7b repräsentieren die jeweilige Regelstrecke. Dabei wird die Verzögerung des jeweiligen Antriebs durch ein PT1-Glied 4a bzw. 4b (ausgangsseitiger Kraftistwert F_{H} bzw. F_{Z}) beschrieben. Die Streckenverstärkung, also die inverse Masse bei translatorischen Antrieben, ist durch das P-Glied 5a bzw. 5b (ausgangsseitiger Beschleunigungsistwert a_{H} bzw. a_{Z}) dargestellt. Die erste Integratorstufe 6a bzw. 6b integriert den jeweiligen Beschleunigungsistwert zum Geschwindigkeitsistwert (v_{H} bzw. v_{Z}), der wiederum von der zweiten Integratorstufe 7a bzw. 7b zum jeweiligen Lageistwert (s_{H} bzw. s_{Z}) integriert wird. Die Lageistwerte s_{H} und s_{Z} , die im jeweils eigenen Koordinatensystem vorliegen, werden in einem Addierer 8 zu einem Gesamtlagewert s_{ges} verknüpft.

[0042] Es gibt nun mehrere Möglichkeiten, den Zusatzantrieb ZA erfahrungsgemäß zu regeln. Die beiden folgenden Ausführungen bilden nur eine unvollständige Liste von Beispielen, wie der Zusatzantrieb gemäß der vorliegenden Er

40. führung geregelt werden kann:
Der Zusatzantrieb ZA kann alleine mit einem Kraftregler betrieben werden. Der Kraftsollwert $F_{\text{Z,soll}}$ für den Zusatzantrieb ZA wird dabei gleich dem Kraftistwert der Hauptantriebe F_{H} gesetzt. Dies ist identisch mit der Forderung, dass der relative Kraftistwert $F_{\text{H}} - F_{\text{Z}}$ auf Null geregelt wird.

[0043] Unter der Annahme, dass der Eigenmode mit niedrigster Frequenz einer sehr leichten Traverse bei $f = 10 \text{ Hz}$ liegt, und die Traverse T mit 20 m/sec^2 beschleunigt wird, und dadurch eine Amplitude der Auslenkung der Traverse von $\delta = 100 \mu\text{m}$ entsteht, so ergibt sich eine maximale Beschleunigung von:

$$\hat{a} = \hat{s} \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 = 0.395 \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

[0044] Diese Beschleunigung der unerwünschten Schwingung ist der gewollten Beschleunigung, die in der Regel sehr viel höher ist, überlagert. Der Beschleunigungssensor muss den gesamten Beschleunigungsbereich mit einer für die wesentlich geringere Beschleunigung der unerwünschten Schwingungen ausreichenden Genauigkeit auflösen können. Zu beachten ist, dass der Phasenverlust der Beschleunigungsmessung möglichst gering ist oder kompensiert wird, da ansonsten ein schwingfähiges System entstehen kann. Piezosensoren sind wegen ihrer sehr hohen Dynamik besonders geeignet zur Durchführung der weiter oben angeführten Messungen.

[0045] Bei einer elastischen Traverse T werden sich keine

stationären Auslenkungen einstellen, daher muss der Gleichanteil des Relativbeschleunigungssignals, z. B. durch ein Hochpassfilter eliminiert werden.

[0046] Dadurch kann auf den Geschwindigkeits- 2b und Lageregelkreis 1b für den Zusatzantrieb verzichtet werden und nur ein Beschleunigungsregelkreis 3b mit Sollwert Null für die Relativbeschleunigung verwendet werden. 5

[0047] Als alternative Ausführung ist es denkbar, dass die Auslenkung der Traverse T mit einem an einem Schlitten der X1- oder X2-Achse befestigten Laser und einer Photodiodenanordnung am beweglichen Teil der X3-Achse gemessen wird. Die Auslenkung kann dann direkt als Lagesollwert für die Zusatzachse verwendet werden und stimmt im Idealfall mit der Auslenkung der Traverse T (vgl. Fig. 1) relativ zu einer ideal starren Traverse überein. 10

[0048] Alternativ kann die Auslenkung auch als Relativsignal zwischen dem absoluten Lageistwert der Hauptachsen s_H und dem absoluten Lageistwert der Zusatzachse X3 s_Z gebildet werden. 15

[0049] Liegt das Auslenkungssignal in genügend hoher Auflösung vor, so kann durch numerische Differenziation ein Geschwindigkeitssignal für die unterlagerte Distributionseinheit berechnet werden. 20

[0050] Darüber hinaus ist eine Kombination der beiden Ausführungen denkbar. In diesem Fall sind alle drei Distributionseinheiten im Einsatz. 25

Patentansprüche

1. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen und/oder Verformungen in industriellen Bearbeitungsmaschinen mit mindestens einer Hauptachse (X1, X2) und einem dieser zugeordneten Hauptantrieb (HA1, HA2) zur Durchführung einer ersten Bewegung, die ein mechanisches Maschinenelement (T) mit einem einer Zusatzachse (X3) zugeordneten Zusatzantrieb (ZA) verfährt, der (ZA) zur Durchführung einer zweiten vergleichsweise feineren Bewegung dient, die einen zu positionierenden Maschinennpunkt (TCP) so verfährt, dass sich die Bewegung des Maschinennpunktes (TCP) aus den überlagerten Anteilen der ersten und der zweiten Bewegung zusammensetzt, wobei die erste Bewegung den Maschinennpunkt (TCP) gemäß einem vorgegebenen Lagesollwert (s_{soll}) verfährt und die zweite Bewegung dabei auftretende 30 eventuelle Schwingungen und/oder eine eventuelle Verformung des mechanischen Maschinenelementes (T) so ausgleicht, dass der Maschinennpunkt (TCP) dennoch die vorgegebene Solllage erreicht, wobei wenigstens eine der Zustandsgrößen Beschleunigung (a_H, a_Z) und Geschwindigkeit (v_H, v_Z) und Lage (s_H, s_Z) beim Hauptantrieb (HA1, HA2) und beim Zusatzantrieb (ZA) erfasst werden und daraus ein jeweiliges Differenzsignal zur Ansteuerung des Zusatzantriebs (ZA) abgeleitet wird. 35

2. Verfahren zur aktiven Kompensation von Regelabweichungen in industriellen Bearbeitungsmaschinen mit mindestens einer Hauptachse (X1, X2) und einem dieser zugeordneten Hauptantrieb (HA1, HA2) zur Durchführung einer ersten Bewegung, die einen einer Zusatzachse (X3) zugeordneten Zusatzantrieb (ZA) verfährt, der (ZA) zur Durchführung einer zweiten vergleichsweise feineren Bewegung dient, die einen zu positionierenden Maschinennpunkt (TCP) so verfährt, dass sich die Bewegung des Maschinennpunktes (TCP) aus den überlagerten Anteilen der ersten und der zweiten Bewegung zusammensetzt, wobei die erste Bewegung den Maschinennpunkt (TCP) gemäß einem vorgegebenen Lagesollwert (s_{soll}) verfährt und die zweite Bewegung dabei auftretende 40 eventuelle Schwingungen und/oder eine eventuelle Verformung des mechanischen Maschinenelementes (T) so ausgleicht, dass der Maschinennpunkt (TCP) dennoch die vorgegebene Solllage erreicht, wobei wenigstens eine der Zustandsgrößen Beschleunigung (a_H, a_Z) und Geschwindigkeit (v_H, v_Z) und Lage (s_H, s_Z) beim Hauptantrieb (HA1, HA2) und beim Zusatzantrieb (ZA) erfasst werden und daraus ein jeweiliges Differenzsignal zur Ansteuerung des Zusatzantriebs (ZA) abgeleitet wird. 45

gebenen Lagesollwert (s_{soll}) verfährt und die zweite Bewegung dabei auftretende eventuelle Regelabweichungen des Hauptantriebs (HA1, HA2) so ausgleicht, dass der Maschinennpunkt (TCP) dennoch die vorgegebene Solllage erreicht, wobei wenigstens eine der Zustandsgrößen Beschleunigung (a_H, a_Z) und Geschwindigkeit (v_H, v_Z) und Lage (s_H, s_Z) beim Hauptantrieb (HA1, HA2) und beim Zusatzantrieb (ZA) erfasst werden und daraus ein jeweiliges Differenzsignal zur Ansteuerung des Zusatzantriebs (ZA) abgeleitet wird. 5

3. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen und/oder Verformungen nach Anspruch 1, wobei der Zusatzantrieb (ZA) mit einem eigenen Lagesollwert angesteuert wird, der im wesentlichen der Auslenkung des mechanischen Maschinenelementes (T) relativ zu einem solchen ideal starren mechanischen Maschinenelementen (T) entspricht. 10

4. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen und/oder Verformungen nach Anspruch 1 oder 3, wobei zur Ableitung eines Ansteuerwertes für den Zusatzantrieb (ZA) eine Schwingung und/oder eine Verformung des mechanischen Maschinenelementes (T) durch direkte Messung der Position im zu positionierenden Maschinennpunkt (TCP) ermittelt wird. 15

5. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen nach Anspruch 1 oder 3, wobei zur Ableitung eines Ansteuerwertes für den Zusatzantrieb (ZA) eine Schwingung des mechanischen Maschinenelementes (T) durch Differenzmessung zwischen nichtschwingender und schwingender Position des Maschinennpunktes (TCP) ermittelt wird. 20

6. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen nach Anspruch 1, wobei zur Ableitung eines Ansteuerwertes für den Zusatzantrieb (ZA) eine Schwingung des mechanischen Maschinenelementes (T) durch indirektes Messen einer tatsächlichen ersten Beschleunigung und einer zugehörigen nichtschwingenden zweiten Beschleunigung im zu positionierenden Maschinennpunkt (TCP) sowie durch Vergleichen beider Beschleunigungen ermittelt wird. 25

7. Verfahren zur aktiven Kompensation nach Anspruch 6, wobei eine Beschleunigungsmessung derart erfolgt, dass dabei ein möglichst geringer Phasenverlust auftritt. 30

8. Verfahren zur aktiven Kompensation nach Anspruch 6, wobei ein bei einer Beschleunigungsmessung auftretender Phasenverlust kompensiert wird. 35

9. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen nach einem der vorangehenden Ansprüche 6 bis 8, wobei ein eventueller Gleichanteil einer ermittelten Relativbeschleunigung durch Hochpassfilterung eliminiert wird. 40

10. Verfahren zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei die Zusatzachse (X3) parallel zur Hauptachse (X1, X2) über eine Traverse (T) mechanisch beweglich gekoppelt wird. 45

11. Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation von mechanischen Schwingungen und/oder Verformungen und/oder Regelabweichungen in industriellen Bearbeitungsmaschinen mit einer ersten einem oder mehreren Hauptantrieben (HA1, HA2) zugeordneten Kaskadenreglerstruktur mit einem Krafregler (3a), einem übergeordneten Geschwindigkeitsregler (2a) und einem wiederum übergeordneten Lageregler (1a), einer zweiten einem Zusatzantrieb (ZA) zugeordneten

Kaskadenreglerstruktur mit einem Kraftregler (3b), einem übergeordneten Geschwindigkeitsregler (2b) und einem wiederum übergeordneten Lageregler (1b), und mit wenigstens einer der folgenden Distributions-
einheiten:

einer Kraftdistributionseinheit (9), die eingesetzt 5 mit den beiden Beschleunigungsistwerten (a_1 , a_2) und/ oder einem Gesamtkraftsollwert (F_{soll}) beaufschlagt wird und die jeweilige Relativbeschleunigungssignale zur eingesetzten Aufschaltung auf die jeweiligen Kraftregler (3a, 3b) liefert,

einer Geschwindigkeitsdistributionseinheit (10), die eingesetzt mit den beiden Geschwindigkeitsistwerten (v_H , v_Z) und/oder einem Gesamtgeschwindigkeits- 15 sollwert (v_{soll}) beaufschlagt wird und die jeweilige Relativgeschwindigkeitssignale zur eingesetzten Aufschaltung auf die jeweiligen Geschwindigkeitsregler (2a, 2b) liefert,

einer Lagedistributionseinheit (11), die eingesetzt 20 mit den beiden Lageistwerten (s_H , s_Z) und einem Gesamtstagesollwert (s_{soll}) beaufschlagt wird und die jeweilige Relativlagesignale zur eingesetzten Aufschaltung auf die jeweiligen Lageregler (1a, 1b) liefert.

12. Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation nach Anspruch 11, mit einem Hochpassfilter zur Eliminierung von einem eventuellen Gleichanteil in einem 25 der Relativsignale.

13. Industrielle Bearbeitungsmaschine mit einer Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation nach Anspruch 11 oder 12, mit

mindestens einer Hauptachse (X1, X2) und 30 einem dieser zugeordneten Hauptantrieb (HA1, HA2) zur Durchführung einer ersten Bewegung, mittels derer ein mechanisches Maschinenelement (T) mit einem einer Zusatzachse (X3) zugeordneten Zusatzantrieb (ZA) verfahrbar ist, wobei

der Zusatzantrieb (ZA) zur Durchführung einer zweiten vergleichsweise feineren Bewegung dient, mit der ein zu positionierenden Maschinenpunkt (TCP) verfahrbar ist, wobei

40 der Hauptantrieb (HA1, HA2) mittels der ersten Kaskadenreglerstruktur (1a, 2a, 3a) angesteuert wird und der Zusatzantrieb (ZA) mittels der zweiten Kaskadenreglerstruktur (1b, 2b, 3b) angesteuert wird, und wobei sich die Bewegung des Maschinenpunktes (TCP) aus den überlagerten Anteilen (s_{ges}) der ersten (s_H) und der zweiten (s_Z) Bewegung zusammensetzt.

14. Industrielle Bearbeitungsmaschine mit einer Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation nach Anspruch 13, wobei die Zusatzachse (X3) parallel zur 50 Hauptachse (X1, X2) über eine Traverse (T) mechanisch beweglich gekoppelt ist.

15. Industrielle Bearbeitungsmaschine mit einer Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation nach Anspruch 13, wobei zwei parallele Hauptachsen (X1, X2) 55 mit jeweiligem Hauptantrieb (HA1, HA2) vorgesehen sind und die Hauptantriebe mittels einer Traverse (T) gekoppelt sind, wobei die Zusatzachse (X3) zwischen den beiden Hauptachsen (X1, X2) parallel zu diesen angeordnet ist und die Traverse den Zusatzantrieb (ZA) trägt.

16. Industrielle Bearbeitungsmaschine mit einer Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation nach Anspruch 15, wobei der Zusatzantrieb (ZA) als Linearantrieb in Doppelkammanordnung ausgestaltet ist.

17. Industrielle Bearbeitungsmaschine mit einer Regelungsvorrichtung zur aktiven Kompensation nach Anspruch 14, 15 oder 16, wobei die Traverse mechanisch

derart ausgestaltet ist, dass diese im ausgelenkten Zustand für eventuelle Prozesskräfte erforderliche Stützkräfte reversibel aufnehmen kann.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

FIG 1

